



Please type a plus sign (+) inside this box →

PTO/SB/21 (08-00)

Approved for use through 10/31/2002. OMB 0651-0031

U.S. Patent and Trademark Office: U.S. DEPARTMENT OF COMMERCE

Under the Paperwork Reduction Act of 1995, no persons are required to respond to a collection of information unless it displays a valid OMB control number.

<b>TRANSMITTAL FORM</b> <i>(to be used for all correspondence after initial filing)</i>	<b>Application Number</b>	<b>10/604,975</b>	
	<b>Filing Date</b>	<b>08/29/2003</b>	
	<b>First Named Inventor</b>	<b>Hideki Nishimura</b>	
	<b>Group Art Unit</b>	<b>(to be assigned)</b>	
	<b>Examiner Name</b>	<b>(to be assigned)</b>	
<b>Total Number of Pages in This Submission</b>	<b>41</b>	<b>Attorney Docket Number</b>	<b>18.008-C</b>

<b>ENCLOSURES</b> <i>(check all that apply)</i>		
<input type="checkbox"/> Fee Transmittal Form <input type="checkbox"/> Fee Attached <input type="checkbox"/> Amendment / Reply <input type="checkbox"/> After Final <input type="checkbox"/> Affidavits/declaration(s) <input type="checkbox"/> Extension of Time Request <input type="checkbox"/> Express Abandonment Request <input type="checkbox"/> Information Disclosure Statement <input checked="" type="checkbox"/> Certified Copy of Priority Document(s) <input type="checkbox"/> Response to Missing Parts/ Incomplete Application <input type="checkbox"/> Response to Missing Parts under 37 CFR 1.52 or 1.53	<input type="checkbox"/> Assignment Papers <i>(for an Application)</i> <input type="checkbox"/> Drawing(s) <input type="checkbox"/> Licensing-related Papers <input type="checkbox"/> Petition <input type="checkbox"/> Petition to Convert to a Provisional Application <input type="checkbox"/> Power of Attorney, Revocation Change of Correspondence Address <input type="checkbox"/> Terminal Disclaimer <input type="checkbox"/> Request for Refund <input type="checkbox"/> CD, Number of CD(s) _____	<input type="checkbox"/> After Allowance Communication to Group <input type="checkbox"/> Appeal Communication to Board of Appeals and Interferences <input type="checkbox"/> Appeal Communication to Group <i>(Appeal Notice, Brief, Reply Brief)</i> <input type="checkbox"/> Proprietary Information <input type="checkbox"/> Status Letter <input type="checkbox"/> Other Enclosure(s) <i>(please identify below):</i>
<b>Remarks</b>		

<b>SIGNATURE OF APPLICANT, ATTORNEY, OR AGENT</b>	
<b>Firm or Individual name</b>	<b>JUDGE PATENT FIRM</b>
<b>Signature</b>	
<b>Date</b>	<b>September 3, 2003</b>

<b>CERTIFICATE OF MAILING</b>		
I hereby certify that this correspondence is being deposited with the United States Postal Service with sufficient postage as first class mail in an envelope addressed to: Commissioner for Patents, Washington, DC 20231 on this date: <input type="text"/>		
<b>Typed or printed name</b>		
<b>Signature</b>		<b>Date</b>

Burden Hour Statement: This form is estimated to take 0.2 hours to complete. Time will vary depending upon the needs of the individual case. Any comments on the amount of time you are required to complete this form should be sent to the Chief Information Officer, U.S. Patent and Trademark Office, Washington, DC 20231. DO NOT SEND FEES OR COMPLETED FORMS TO THIS ADDRESS. SEND TO: Assistant Commissioner for Patents, Washington, DC 20231.



App. No. 10/604,975  
Priority Document Submission

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

App. No. : 10/604,975 Confirmation No. (To be assigned)  
Applicant : Hideki Nishimura, et al.  
Filed : August 29, 2003  
Tech. Cntr./Art Unit : (To be assigned)  
Examiner : (To be assigned)  
  
Docket No. : 18.008-C  
Customer No. : 29453

Honorable Commissioner of Patents  
P.O. Box 1450  
Alexandria, VA 22313-1450

**Submission of Documents in Claiming Priority Right**  
**Under 35 U.S.C. § 1.119(b)**

Sir:

The application identified above is a continuation-in-part (CIP) of Application Number 10/063,929, in which a claim for the benefit of earlier foreign filing dates has been made and has been completed by filing certified copies of the priority papers.

To complete the claim for the benefit of an earlier foreign filing date made on filing the present CIP application, insofar as that claim is specifically limited to additional subject matter added in creating the CIP application and disclosed in a foreign application filed later than the earliest upon which priority has already been claimed, Applicant herewith submits a certified copy of **Japanese Patent Application No. JP2002-251256, filed August 29, 2002.**

Respectfully submitted,

September 3, 2003

James W. Judge  
Registration No. 42,701

JUDGE PATENT FIRM  
Rivière Shukugawa 3<sup>rd</sup> Fl.  
3-1 Wakamatsu-cho  
Nishinomiya-shi, Hyogo 662-0035 JAPAN  
Telephone: 800-784-6272  
Facsimile: 425-944-5136

日 本 国 特 許 庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日                      2 0 0 2 年    8 月 2 9 日  
Date of Application:

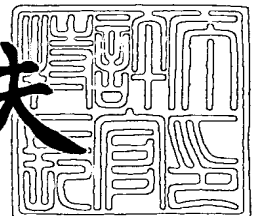
出 願 番 号                      特 願 2 0 0 2 - 2 5 1 2 5 6  
Application Number:  
[ST. 10/C] :                      [ J P 2 0 0 2 - 2 5 1 2 5 6 ]

出      願      人                      日 本 電 産 株 式 有 限 公 司  
Applicant(s):

2 0 0 3 年    8 月    7 日

特許庁長官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

今 井 康 夫



【書類名】 特許願  
【整理番号】 290048K  
【あて先】 特許庁長官殿  
【国際特許分類】 H02K 7/08  
F16C 17/10  
G11B 19/20

## 【発明者】

【住所又は居所】 滋賀県愛知郡愛知川町中宿 2 4 8 日本電産株式会社滋  
賀技術開発センター内

【氏名】 西村 秀樹

## 【発明者】

【住所又は居所】 滋賀県愛知郡愛知川町中宿 2 4 8 日本電産株式会社滋  
賀技術開発センター内

【氏名】 奥 義人

## 【発明者】

【住所又は居所】 滋賀県愛知郡愛知川町中宿 2 4 8 日本電産株式会社滋  
賀技術開発センター内

【氏名】 矢野 真也

## 【特許出願人】

【識別番号】 000232302

【氏名又は名称】 日本電産株式会社

【代表者】 永守 重信

## 【先の出願に基づく優先権主張】

【出願番号】 特願2001-279021

【出願日】 平成13年 9月14日

【整理番号】 290048

## 【手数料の表示】

【予納台帳番号】 057495

【納付金額】 21,000円

**【提出物件の目録】**

【物件名】	明細書	1
【物件名】	図面	1
【物件名】	要約書	1
【プルーフの要否】	要	

【書類名】 明細書

【発明の名称】 スピンドルモータ及びこのスピンドルモータを用いたディスク駆動装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 シャフトと、該シャフトが回転自在に遊挿される貫通孔が形成されたスリーブと、回転軸心に該シャフトが一体に設けられた円形天板と該天板の外周縁から垂下される円筒壁とを有するロータと、該スリーブに形成される貫通孔の一方の端部を閉塞する閉塞部材とを備えてなるスピンドルモータであって、

前記シャフトの外周面には、円筒状の外筒部材が装着され、

前記スリーブの上端面と前記ロータの天板の底面、前記スリーブの内周面と前記外筒部材の外周面並びに前記閉塞部材の内面と前記シャフト及び前記外筒部材の端面との間には、連続する微小間隙が形成され、

前記微小間隙内には、全体にわたってオイルが途切れることなく連続して保持されており、

前記スリーブの内周面及び前記外筒部材の外周面の少なくともいずれか一方の面には、一対のスパイラルグループを接続してなるヘリングボーングループが動圧発生溝として設けられたラジアル動圧軸受部が構成され、

前記スリーブの上端面及び天板の底面の少なくともいずれか一方には、前記ロータの回転時に前記オイルに対して半径方向内方に向かう圧力を付与する動圧発生溝が設けられたスラスト軸受部が構成され

また前記閉塞部材の内面と前記シャフトの端面との間には、前記ラジアル軸受部及び／又は前記スラスト軸受部で発生する動圧と実質上均衡する圧力を有する軸受部が形成され、前記ロータは、前記スラスト軸受部と該軸受部との協働によって浮上され、

前記シャフトの外周面と前記外筒部材の内周面との間には、前記スリーブの上端面と前記ロータの天板の底面との間に形成される微小間隙と前記閉塞部材の内面と前記シャフト及び前記外筒部材の端面との間に形成される微小間隙とに保持される前記オイルを流通可能に連通する連通孔が形成されていることを特徴とす

るスピンドルモータ。

【請求項 2】 前記シャフトの外周面には、その上端部から下端部にわたって一条の螺旋溝が形成されており、前記外筒部材が前記シャフトの外周面に装着されることによって、該螺旋溝と前記外筒部材の内周面との間で前記連通孔が規定されている、ことを特徴とする請求項 1 に記載のスピンドルモータ。

【請求項 3】 前記ラジアル軸受部は、軸線方向に離間して一対形成されると共に、該一対のラジアル軸受部に形成される前記ヘリングボーングループは、それぞれ前記ロータの回転時に軸線方向に対称となる圧力勾配の流体動圧を前記オイルに誘起するよう実質的に同等な形状のスパイラルグループを接続して形成されている、ことを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載のスピンドルモータ。

【請求項 4】 前記ラジアル軸受部は、軸線方向に離間して一対形成されると共に、該一対のラジアル軸受部のうち、前記スラスト軸受部に近接する側に位置するラジアル軸受部に形成される前記ヘリングボーングループは、前記ロータの回転時に前記オイルに対して前記閉塞部材の内面とシャフトの端面との間に形成される軸受部側に向かう圧力が付与されるよう軸線方向に非対称な形状のスパイラルグループを接続して形成されており、また前記スラスト軸受部から離間する側に位置するラジアル軸受部に形成される前記ヘリングボーングループは、前記ロータの回転時に前記オイルに対して軸線方向に対称となる圧力勾配の流体動圧が付与されるよう実質的に同等な形状のスパイラルグループを接続して形成されている、ことを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載のスピンドルモータ。

【請求項 5】 前記ラジアル軸受部は、軸線方向に離間して一対形成されると共に、該一対のラジアル軸受部に形成される前記ヘリングボーングループは、それぞれ前記ロータの回転時に前記オイルに対して前記閉塞部材の内面とシャフトの端面との間に形成される軸受部側に向かう圧力が付与されるよう軸線方向に非対称な形状のスパイラルグループを接続して形成されている、ことを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載のスピンドルモータ。

【請求項 6】 前記ラジアル軸受部は、軸線方向に離間して一対形成されると共に、該一対のラジアル軸受部のうち、前記スラスト軸受部に近接する側に位置するラジアル軸受部に形成される前記ヘリングボーングループは、前記ロータ

の回転時に前記オイルに対して前記閉塞部材の内面とシャフトの端面との間に形成される軸受部側に向かう圧力が付与されるよう軸線方向に非対称な形状のスパイラルグループを接続して形成されており、また前記スラスト軸受部から離間する側に位置するラジアル軸受部に形成される前記ヘリングボーングループは、前記ロータの回転時に前記オイルに対して前記スラスト軸受部側に向かう圧力が付与されるよう軸線方向に非対称な形状のスパイラルグループを接続して形成されている、ことを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載のスピンドルモータ。

【請求項 7】 前記ラジアル軸受部は、軸線方向に離間して一対形成されると共に、該一対のラジアル軸受部のうち、前記スラスト軸受部に近接する側に位置するラジアル軸受部に形成される前記ヘリングボーングループは、前記ロータの回転時に前記オイルに対して軸線方向に対称となる圧力勾配の流体動圧が付与されるよう実質的に同等な形状のスパイラルグループを接続して形成されており、また前記スラスト軸受部から離間する側に位置するラジアル軸受部に形成される前記ヘリングボーングループは、前記ロータの回転時に前記オイルに対して前記閉塞部材の内面とシャフトの端面との間に形成される軸受部側に向かう圧力が付与されるよう軸線方向に非対称な形状のスパイラルグループを接続して形成されている、ことを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載のスピンドルモータ。

【請求項 8】 前記スリーブの外周面と前記ロータの円筒壁の内周面とは半径方向に隙間を介して対向しており、また前記スリーブの外周面には、前記ロータの天板から離れるにしたがって外径が縮径するようテーパ面が設けられ、前記オイルは該テーパ面と前記円筒壁の内周面との間でメニスカスを形成して保持されている、ことを特徴とする請求項 1 乃至 7 のいずれかに記載のスピンドルモータ。

【請求項 9】 前記スリーブには、前記テーパ面に連続して外周面が半径方向内方に凹陷する段部が設けられており、前記ロータの円筒壁の内周面には、該段部に対応して半径方向内方に突出する環状部材が固着され、該段部と該環状部材とが係合することで、前記ロータの抜け止めが構成されており、また該環状部材の上面と前記スリーブの段部の下面との間には、前記スリーブのテーパ面と前記ロータの円筒壁の内周面との間に形成される半径方向の間隙の最小の隙間寸法



よりも小な微小間隙が形成されておりラビリンスシールとして機能する、ことを特徴とする請求項 8 に記載のスピンドルモータ。

【請求項 1 0】 前記ロータは、前記閉塞部材側に向かって軸線方向に作用する磁気力によって付勢されている、ことを特徴とする請求項 1 乃至 9 のいずれかに記載のスピンドルモータ。

【請求項 1 1】 情報を記録できる円板状記録媒体が装着されるディスク駆動装置において、ハウジングと、該ハウジングの内部に固定され該記録媒体を回転させるスピンドルモータと、該記録媒体の所要の位置に情報を書き込み又は読み出すための情報アクセス手段とを有するディスク駆動装置であって、

前記スピンドルモータは、請求項 1 乃至 1 0 のいずれかに記載したスピンドルモータである、ことを特徴とするディスク駆動装置。

#### 【発明の詳細な説明】

##### 【0 0 0 1】

##### 【発明の属する技術分野】

本発明は、動圧軸受を備えたスピンドルモータ及びこのスピンドルモータを用いたディスク駆動装置に関する。

##### 【0 0 0 2】

##### 【従来の技術】

従来から、ハードディスク等の記録ディスクを駆動するディスク駆動装置において使用されるスピンドルモータの軸受として、シャフトとスリーブとを相対回転自在に支持するために、両者の間に介在させたオイル等の潤滑流体の流体圧力を利用する動圧軸受が種々提案されている。

##### 【0 0 0 3】

このような動圧軸受を使用するスピンドルモータの一例を図 1 に示す。この従来の流体動圧軸受を使用するスピンドルモータは、ロータ a と一体をなすシャフト b の外周面と、このシャフト b が回転自在に挿通されるスリーブ c の内周面との間に、一对のラジアル軸受部 d、d が軸線方向に離間して構成され、またシャフト a の一方の端部外周面から半径方向外方に突出するディスク状スラストプレート e の上面とスリーブ b に形成された段部の平坦面との間並びにスラストプレ

ート e の下面とスリーブ b の一方の開口を閉塞するスラストブッシュ f との間に、一対のスラスト軸受部 g, g が構成されている。

#### 【0004】

シャフト b 並びにスラストプレート e とスリーブ c 並びにスラストブッシュ d との間には、一連の微小間隙が形成され、これら微小間隙中には、潤滑流体としてオイルが途切れることなく、連続して保持されており（このようなオイル保持構造を、以下「フルフィル構造」と記す）、ラジアル軸受部 d, d 及びスラスト軸受部 g, g には、ロータ a の回転時にオイル中に動圧を誘起するためのヘリングボーングループ d 1, d 1 並びに g 1, g 1 がそれぞれ形成されている。

#### 【0005】

また、ラジアル軸受部 d, d 及びスラスト軸受部 g, g には、一対のスパイラルグループを連結してなるヘリングボーングループ d 1, d 1 及び g 1, g 1 が形成されており、ロータ a の回転に応じて、スパイラルグループの連結部が位置する軸受部の中央部で最大動圧を発生させ、ロータ a に作用する荷重を支持している。

#### 【0006】

##### 【発明が解決しようとする課題】

このようなスピンドルモータでは、スラスト軸受部 g, g とは軸線方向で反対側に位置するスリーブ c の上端部付近において、テーパシール部 h が形成され、オイルの表面張力と大気圧とがバランスして界面を構成している。すなわち、このテーパシール部 h 内でのオイルの内圧は、大気圧と実質上同等の圧力に維持されている。

#### 【0007】

いま、ロータ a が回転を始めると、オイルは動圧発生溝 d 1, d 1 及び g 1, g 1 によるポンピングで、各ラジアル軸受部 d, d 及びスラスト軸受部 g, g の中心部側に引き込まれ、軸受の中心部で流体動圧が極大となる反面、軸受の端部側では、オイルの内圧が低下する。これに対し、ラジアル軸受部のうちテーパシール部 h に隣接する側の端部では、テーパシール部 h 内をオイル内圧の変動に応じて界面が移動し、大気圧とオイルの内圧とを拮抗させることが可能であるが、

各軸受部間、つまり、シャフト b の外周面とスリーブ c の内周面との間の領域のうち、一対のラジアル軸受部 d， d 間に保持されるオイル及びスラストプレート e の周囲の領域のうち、スラスト軸受部 g， g 間に位置するスラストプレートの外周部付近に保持されるオイルは、動圧発生溝 d 1， d 1 及び g 1， g 1 のポンピングに応じてオイルの内圧が低下し、やがて大気圧以下まで低下して負圧となる。

#### 【 0 0 0 8 】

また、フルフィル構造の動圧軸受の場合、軸受部に形成される動圧発生溝の形状を問わず、オイルに負圧が生じる場合がある。

#### 【 0 0 0 9 】

これは、スリーブの内周面又はシャフトの外周面の加工が軸線方向上端部と下端部とで不均一となり、スリーブの内周面とシャフトの外周面との間に形成される微小間隙の半径方向の隙間寸法が軸線方向上端部側が下端部側よりも広く形成されることで、ラジアル動圧軸受部に形成されるヘリングボーングループによって発生する流体動圧が軸線方向下端部側からのポンピング力が上端部側からのポンピング力を上回り、圧力勾配が軸線方向上端部側にアンバランスとなって、オイルに軸線方向上端部側に向かう流動が誘起することによって発生する。

#### 【 0 0 1 0 】

これとは逆に、スリーブの内周面とシャフトの外周面との間に形成される微小間隙の半径方向の隙間寸法が軸線方向下端部側が上端部側よりも広く形成された場合、オイルに軸線方向下端部側へと向かうオイルの流動が誘起され、スラストプレートの下面とスラストブッシュとの間に保持されるオイルの内圧が必要以上に高まり、ロータが所定量以上浮上する過浮上が発生する。

#### 【 0 0 1 1 】

オイル内に負圧が生じると、例えばオイルの充填作業時等にオイル内に溶け込んだ空気が気泡化して現れ、やがて温度上昇等によって気泡が体積膨張し、オイルを軸受外部へと漏出させるといったスピンドルモータの耐久性や信頼性に影響する問題、あるいは動圧発生溝が気泡と接触することによる振動の発生や N R R O（非繰り返し性振れ成分）の悪化といったスピンドルモータの回転精度に影響

する問題が発生する。

【0 0 1 2】

また、ロータに過浮上が発生すると、スラストプレートとスリーブとの接触による摩耗が発生し、軸受の耐久性並びに信頼性を損なう原因となる。加えて、ハードディスク駆動用のスピンドルモータの場合、ハードディスクの高容量化にともない、ハードディスクの記録面と磁気ヘッドとが極めて近接配置されていることから、ハードディスクと磁気ヘッドとの接触による破壊が発生する懸念がある。

【0 0 1 3】

尚、上記過浮上の問題は、スリーブの内周面又はシャフトの外周面の加工が不均一となる以外にも発生し得る。

【0 0 1 4】

図 1 に示す従来のスピンドルモータのように、薄型のスピンドルモータの場合、ロータ a の外周面にハードディスク等の記録ディスクを固定的に保持するために、シャフト b の上端部にクランパを固定するために設けられた雌ネジ孔 i が、ラジアル軸受部 d、d の内周側に至る深さまで形成されることがある。このような場合、雌ネジ孔 i 内に雄ネジ（不図示）を締結すると、その締結応力によってシャフト b の外周面が半径方向外方に膨出し、スリーブ c の内周面とシャフト b の外周面との間に形成される微小間隙の半径方向の隙間寸法が、軸線方向上端部側が下端部側よりも狭くなり、ラジアル動圧軸受部 d、d で発生する流体動圧の圧力勾配が軸線方向下端部側にアンバランスとなり、ロータ a の過浮上が発生する。

【0 0 1 5】

本発明は、簡略な構造及び所望の軸受剛性を維持しつつ、負圧又はロータの過浮上の発生を防止し、低コスト化が可能なスピンドルモータ及びこのスピンドルモータを用いたディスク駆動装置を提供することを目的とする。

【0 0 1 6】

【課題を解決するための手段】

本発明のスピンドルモータは、シャフトと、該シャフトが回転自在に遊挿され

る貫通孔が形成されたスリーブと、回転軸心に該シャフトが一体に設けられた円形の天板と該天板の外周縁から垂下される円筒壁とを有するロータと、該スリーブに形成される貫通孔の一方の端部を閉塞する閉塞部材とを備えてなるスピンドルモータであって、前記シャフトの外周面には、円筒状の外筒部材が装着され、前記スリーブの上端面と前記ロータの天板の底面、前記スリーブの内周面と前記外筒部材の外周面並びに前記閉塞部材の内面と前記シャフト及び前記外筒部材の端面との間には、連続する微小間隙が形成され、前記微小間隙内には、全体にわたってオイルが途切れることなく連続して保持されており、前記スリーブの内周面及び前記外筒部材の外周面の少なくともいずれか一方の面には、一對のスパイラルグループを接続してなるヘリングボーングループが動圧発生溝として設けられたラジアル動圧軸受部が構成され、前記スリーブの上端面及び天板の底面の少なくともいずれか一方には、前記ロータの回転時に前記オイルに対して半径方向内方に向かう圧力を付与する動圧発生溝が設けられたスラスト軸受部が構成され、また前記閉塞部材の内面及び前記シャフトの端面との間には、前記ラジアル軸受部及び／又は前記スラスト軸受部で発生する動圧と実質上均衡する圧力を有する軸受部が形成され、前記ロータは、前記スラスト軸受部と該軸受部との協働によって浮上され、前記シャフトの外周面と前記外筒部材の内周面との間には、前記スリーブの上端面と前記ロータの天板の底面との間に形成される微小間隙と前記閉塞部材の内面と前記シャフト及び前記外筒部材の端面との間に形成される微小間隙とに保持される前記オイルを流通可能に連通する連通孔が形成されていることを特徴とする（請求項 1）。

#### 【 0 0 1 7 】

この構成は、フルフィル構造の動圧軸受を用いたスピンドルモータにおいて、軸受部内に保持されるオイルの圧力の均衡をはかり、負圧並びに過浮上の発生を防止することを可能とするものである。

#### 【 0 0 1 8 】

上記構造において、ロータは、回転時にオイルに対して動圧を付与するラジアル軸受部及びスラスト軸受部と、これらラジアル軸受部及びスラスト軸受部で発生する動圧が伝播されることでオイルの圧力が昇圧される、いわゆる静圧軸受の

如き軸受部（このような軸受を、以下「静圧軸受部」と記す）とによってスリーブ及び閉塞部材に対して非接触支持されることとなる。

#### 【0019】

このとき、スリーブの内周面と外筒部材の外周面との間に形成される微小間隙の軸線方向上下端部に位置するスラスト軸受部と上記静圧軸受部に保持されるオイルを流通可能に連通させる連通路をシャフトの外周面と外筒部材の内周面との間に形成しておくことで、軸受構成部材の加工公差や組立に起因する応力変形等によって軸受内に保持されるオイルの圧力にアンバランスが生じても連通路を通じてオイルが高圧の領域から低圧の領域側に流動可能となるため、オイル内の負圧やロータの過浮上に起因する問題が解消される。

#### 【0020】

また、本発明のスピンドルモータは、前記シャフトの外周面には、その上端部から下端部にわたって一条の螺旋溝が形成されており、前記外筒部材が前記シャフトの外周面に装着されることによって、該螺旋溝と前記外筒部材の内周面との間で前記連通孔が規定されている、ことを特徴とする（請求項2）。

#### 【0021】

外筒部材の内周面との間で連通孔を構成する螺旋溝をシャフトの外周面に形成することで、シャフト外周面の加工と螺旋溝の形成を一度のチャッキングで行うことができ、容易に加工することが可能となる。この螺旋溝の断面形状は、略矩形状あるいは三角形状又は半円状とするのが好ましい。

#### 【0022】

上記本発明のスピンドルモータにおいて、前記ラジアル軸受部は、軸線方向に離間して一対形成されると共に、該一対のラジアル軸受部に形成される前記ヘリングボーングループは、それぞれ前記ロータの回転時に軸線方向に対称となる圧力勾配の流体動圧を前記オイルに誘起するよう実質的に同等な形状のスパイラルグループを接続して形成されている、ことを特徴としている（請求項3）。

#### 【0023】

ラジアル軸受部を軸線方向に離間して一対形成し、それぞれの動圧発生溝を軸線方向に対称な形状のヘリングボーングループとすることで、限られた軸線方向

寸法の中で、各ラジアル軸受部において最大動圧となるスパイラルグループの連接部間の距離（このラジアル軸受部におけるスパイラルグループの連接部間の距離を以下、「軸受スパン」と記載する）を最大限大きく確保することが可能となり、薄型のモータであっても軸受剛性を高く維持することが可能になるので、回転時のロータの歳差運動等の振れ回りの発生が効果的に抑制される。

#### 【 0 0 2 4 】

本発明のスピンドルモータにおけるラジアル軸受部の動圧発生溝の形状としては、上記以外にも、一対のラジアル軸受部のうち、前記スラスト軸受部に近接する側に位置するラジアル軸受部に形成される前記ヘリングボーングループを、前記ロータの回転時に前記オイルに対して前記閉塞部材の内面とシャフトの端面との間に形成される軸受部側に向かう圧力が付与されるよう軸線方向に非対称な形状のスパイラルグループを接続して形成し、また前記スラスト軸受部から離間する側に位置するラジアル軸受部に形成される前記ヘリングボーングループを、前記ロータの回転時に前記オイルに対して軸線方向に対称となる圧力勾配の流体動圧が付与されるよう実質的に同等な形状のスパイラルグループを接続して形成する（請求項 4）、又は、一対のラジアル軸受部に形成される前記ヘリングボーングループを、それぞれ前記ロータの回転時に前記オイルに対して前記閉塞部材の内面とシャフトの端面との間に形成される軸受部側に向かう圧力が付与されるよう軸線方向に非対称な形状のスパイラルグループを接続して形成する（請求項 5）、あるいは、一対のラジアル軸受部のうち、前記スラスト軸受部に近接する側に位置するラジアル軸受部に形成される前記ヘリングボーングループを、前記ロータの回転時に前記オイルに対して前記閉塞部材の内面とシャフトの端面との間に形成される軸受部側に向かう圧力が付与されるよう軸線方向に非対称な形状のスパイラルグループを接続して形成し、また前記スラスト軸受部から離間する側に位置するラジアル軸受部に形成される前記ヘリングボーングループを、前記ロータの回転時に前記オイルに対して前記スラスト軸受部側に向かう圧力が付与されるよう軸線方向に非対称な形状のスパイラルグループを接続して形成する（請求項 6）、もしくは、一対のラジアル軸受部のうち、前記スラスト軸受部に近接する側に位置するラジアル軸受部に形成される前記ヘリングボーングループを、

前記ロータの回転時に前記オイルに対して軸線方向に対称となる圧力勾配の流体動圧が付与されるよう実質的に同等な形状のスパイラルグループを接続して形成し、また前記スラスト軸受部から離間する側に位置するラジアル軸受部に形成される前記ヘリングボーングループを、前記ロータの回転時に前記オイルに対して前記閉塞部材の内面とシャフトの端面との間に形成される軸受部側に向かう圧力が付与されるよう軸線方向に非対称な形状のスパイラルグループを接続して形成する（請求項7）等が可能である。

#### 【0025】

これらラジアル軸受部のヘリングボーングループの形状の違いによる作用効果の差異については、発明の実施の形態の説明において詳細に記載する。

#### 【0026】

更に、本発明のスピンダルモータは、前記スリーブの外周面と前記ロータの円筒壁の内周面とは半径方向に隙間を介して対向しており、また前記スリーブの外周面には、前記ロータの天板から離れるにしたがって外径が縮径するようテーパ面が設けられ、前記オイルは該テーパ面と前記円筒壁の内周面との間でメニスカスを形成して保持されている、ことを特徴とする（請求項8）。

#### 【0027】

各軸受部に保持されるオイルの端部を外気に露出させていた従来の構造に比べ、フルフィル構造の動圧軸受では、軸受全体にオイルが保持されるので、オイル保持量が格段に増大している。従って、温度上昇によってオイルが熱膨張すると、シール部内には、軸受部では収容しきれなくなったオイルが大量に流入することとなる。よって、フルフィル構造の動圧軸受においては、シール部の構成も重要な事項となる。

#### 【0028】

上記構成のように、スリーブの外周面とロータの円筒壁の内周面間にテーパ状隙間を形成し、表面張力を利用したテーパシール部を構成することで、シール部を軸受部よりも大径とすることができると共に、シール部の軸線方向寸法も比較的に大とすることができ、シール部内の容積が増大し、小型・薄型のスピンダルモータであっても、フルフィル構造の動圧軸受に多量に保持されるオイルの熱膨



張に対して、十分に追従可能となる。

#### 【 0 0 2 9 】

加えて、本発明のスピンダルモータは、前記スリーブには、前記テーパ面に連続して外周面が半径方向内方に凹陷する段部が設けられており、前記ロータの円筒壁の内周面には、該段部に対応して半径方向内方に突出する環状部材が固着され、該段部と該環状部材とが係合することで、前記ロータの抜け止めが構成されており、また該環状部材の上面と前記スリーブの段部の下面との間には、前記スリーブのテーパ面と前記ロータの円筒壁の内周面との間に形成される半径方向の間隙の最小の隙間寸法よりも小な微小間隙が形成されておりラビリンスシールとして機能する、ことを特徴とする（請求項 9）。

#### 【 0 0 3 0 】

この構成において、ロータの抜け止めとなる構成を、軸受外部で且つラジアル動圧軸受部と半径方向に整列する位置に形成することで、スピンダルモータの薄型化が一層促進されると共に、テーパシール部に連続してラビリンスシールを配置することで、オイルミストによる軸受外部へのオイルの流出がより効果的に防止される。

#### 【 0 0 3 1 】

更にまた、本発明のスピンダルモータは、前記ロータは、前記閉塞部材側に向かって軸線方向に作用する磁気力によって付勢されている、ことを特徴とする（請求項 1 0）。

#### 【 0 0 3 2 】

ロータを閉塞端部側、つまりスラスト軸受部と静圧軸受部とによって発生する浮上力と軸線方向に対向する方向に磁氣的に付勢することで、ロータの回転時の姿勢が更に安定する。

#### 【 0 0 3 3 】

また、本発明のディスク駆動装置は、情報を記録できる円板状記録媒体が装着されるディスク駆動装置において、ハウジングと、該ハウジングの内部に固定され該記録媒体を回転させるスピンダルモータと、該記録媒体の所要の位置に情報を書き込み又は読み出すための情報アクセス手段とを有するディスク駆動装置で

あって、前記スピンドルモータは、請求項 1 乃至 1 0 のいずれかに記載したスピンドルモータである、ことを特徴とする（請求項 1 1）。

#### 【 0 0 3 4 】

本発明のスピンドルモータは、小型・薄型化が可能であることから、例えば外径が 1 インチのハードディスクを駆動するディスク駆動装置において好適に使用可能であるが、これに限定されず、ハードディスク等の固定式又は C D - R O M、D V D 等の着脱式の記録媒体を駆動するディスク駆動装置においても同様に使用可能となる。

#### 【 0 0 3 5 】

##### 【発明の実施の形態】

以下、本発明にかかるスピンドルモータ及びこのスピンドルモータを用いたディスク駆動装置の実施形態について図 2 乃至図 8 を参照して説明するが、本発明は以下に示す実施例に限定されるものではない。

#### 【 0 0 3 6 】

##### （ 1 ）スピンドルモータの構成

図 2 において、このスピンドルモータは、略円板状の上壁部 2 a（天板）と、この上壁部 2 a の外周縁部から下方に垂下する円筒状周壁部 2 b（円筒壁）とから構成されるロータハブ 2 と、このロータハブ 2 の上壁部 2 a の中央部に一体に形成されるシャフト 4 とから構成されるロータ 6 と、このシャフト 4 の外周面に装着される円筒状の外筒部材 5 と、これらシャフト 4 並びに外筒部材 5 を回転自在に支持する中空円筒状のスリーブ 8 と、このスリーブ 8 の下部を閉塞しシャフト 4 の自由端部側端面と対向するシールキャップ 1 0（閉塞部材）と、スリーブ 8 が内嵌される円筒部 1 2 a が一体的に形成されたブラケット 1 2 とを具備する。

#### 【 0 0 3 7 】

ブラケット 1 2 には円筒部 1 2 a を中心とした略碗状の形状を有しており、この碗状をなす周壁の内周面 1 2 b には、半径方向内方に突設される複数のティースを有するステータ 1 4 が配設され、また、ロータハブ 2 の周壁部 2 b の外周面には、このステータ 1 4 と半径方向内方から間隙を介して対向するよう、ロータ

マグネット 16 が固着される。

【0038】

ロータハブ 2 の周壁部 2 b の外周部には、情報が記録されるディスク板（図 8 においてディスク板 53 として図示する）が載置されるための、フランジ状のディスク載置部 2 c が形成されている。シャフト 4 の上部側（ロータハブ 2 の上壁部 2 a 側）には、雌ネジ孔 4 b が形成されており、ディスク板をディスク載置部 2 c 上に載置し、図示しないクランプによって保持したのち、雌ネジ孔 4 b 内に雄ネジ（不図示）を締結することによって、ディスク板がロータハブ 2 に固定的に保持される。

【0039】

スリーブ 8 の上端面とロータハブ 2 の上壁部 2 a の下面との間、ロータハブ 2 の上壁部 2 a に続く外筒部材 5 の外周面とスリーブ 8 の内周面との間及びこれに連続する外筒部材 5 並びにシャフト 4 の端面とシールキャップ 10 の内面との間には、一連の微小間隙が形成されており、この微小間隙中にはオイルが途切れることなく連続して保持されており、いわゆるフルフィル構造の動圧軸受を構成している。尚、この実施形態における軸受の構成並びに軸支持方法については後に詳述する。

【0040】

また、シャフト 4 の外周面と外筒部材 5 の内周面との間には、後に詳述するとおり、スリーブ 8 の上端面とロータハブ 2 の上壁部 2 a の下面との間に保持されるオイルと外筒部材 5 並びにシャフト 4 の端面とシールキャップ 10 の内面との間に保持されるオイルとを流通可能に連通する連通孔 7 が形成されている。

【0041】

スリーブ 8 の外周面の上端部には、半径方向外方に突設され且つ外周面がスリーブ 8 の上端面から離間するにつれて縮径するよう傾斜面状に形成された環状フランジ部 8 a が設けられ、ロータハブ 2 の周壁部 2 a の内周面と非接触状態で半径方向に対向している。

【0042】

この周壁部 2 b の内周面とフランジ部 8 a の外周面との間に規定される間隙の

半径方向の間隙寸法は、フランジ部 8 a の外周面が上記のとおり傾斜面状に形成されることで、軸線方向下方（周壁部 2 b の先端部方向）に向かってテーパ状に漸増する。すなわち、この周壁部 2 b の内周面とフランジ部 8 a の外周面とが協働してテーパシール部 18 を構成している。スリーブ 8 の上端面とロータハブ 2 の上壁部 2 a の下面との間、ロータハブ 2 の上壁部 2 a に続くシャフト 4 の外周面とスリーブ 8 の内周面との間及びこれに連続するシャフト 4 の端面とシールキャップ 10 の内面との間に形成される一連の微小間隙に保持されるオイルは、このテーパシール部 18 のみにおいて、オイルの表面張力と外気圧とがバランスされ、オイルと空気との界面がメニスカス状に形成される。

#### 【0043】

テーパシール部 18 は、オイルリザーバとして機能し、テーパシール部 18 内に保持されるオイル量に応じて界面の形成位置が適宜移動可能である。従って、テーパシール部 18 内に保持されるオイルが、オイル保持量の減少にともない軸受部に供給されると共に、熱膨張等によって体積が増大した分のオイルは、このテーパシール部 18 内に収容される。

#### 【0044】

このように、スリーブ 8 のフランジ部 8 a の外周面とロータハブ 2 の周壁部 2 b の内周面間にテーパ状間隙を形成し、表面張力を利用したテーパシール部 18 を構成することで、テーパシール部 18 が軸受部よりも大径となると共に、テーパシール部 18 の軸線方向寸法も比較的に大とすることができる。従って、テーパシール部 18 内の容積が増大し、フルフィル構造の動圧軸受に多量に保持されるオイルの熱膨張に対しても十分に追従可能となる。

#### 【0045】

周壁部 2 b のテーパシール部 18 よりも先端部には、接着等の手段によって環状の拔止めリング 20（環状部材）が固着されている。この拔止めリング 20 は、スリーブ 8 の外周面の下端部において、フランジ部 8 a の下部に対して非接触状態で嵌り合うことで、スリーブ 8 に対するロータ 6 の抜け止め構造が構成される。このように、スリーブ 8 の外周面側においてロータ 6 の拔止め構造を構成することで、後に詳述する一対のラジアル軸受部と拔止め構造とが軸線方向におけ

る同一線上に整列配置されることはない。従って、シャフト 4 の全長を軸受として有効に活用することが可能になり、軸受剛性を維持しながら更なるモータの薄型化が実現される。

#### 【0046】

拔止めリング 20 の上面は、フランジ部 8 a の下面とテーパシール部 18 に連続し且つテーパシール部 18 の半径方向の間隙の最小の隙間寸法よりも小な隙間寸法を有する軸線方向の間隙を介して対向している。

#### 【0047】

拔止めリング 20 の上面とフランジ部 8 a の下面との間に規定される軸線方向の微小間隙の間隙寸法を可能な限り小さく設定することによって、スピンドルモータの回転時に、この軸線方向の微小間隙における空気の流速とテーパシール部 18 に規定される半径方向の間隙における空気の流速との差が大きくなり、オイルが気化することによって生じた蒸気の外部への流出抵抗を大きくしてオイルの境界面近傍における蒸気圧を高く保ち、更なるオイルの蒸散を防止するよう、ラビリンスシールとして機能する。

#### 【0048】

このように、テーパシール部 18 に連続してラビリンスシールを配することで、液体としてのオイルの流出が阻止されるばかりでなく、モータの外部環境温度の上昇等によりオイルが気化することで発生するオイルミストのモータ外部への流出も阻止することが可能となる。従って、オイル保持量の低下を防止して、長期間にわたって安定した軸受性能を維持することができ、耐久性、信頼性の高い軸受とすることができる。

#### 【0049】

### (2) 軸受部の構成

次に、図 2 に加えて図 3 及び図 4 を参照して、本実施形態における軸受部の構成について説明する。

#### 【0050】

図 3 に図示するように、スリーブ 8 の内周面には、スリーブ 8 の上端面側に、ロータ 6 の回転時にオイルに流体動圧を誘起する、回転方向に対して相反する方

向に傾斜する一対のスパイラルグループ 2 2 a 1, 2 2 a 2 を連結して構成される略「く」の字状のヘリングボーングループ 2 2 a が形成されており、外筒部材 5 の外周面との間で上部ラジアル動圧軸受部 2 2 が構成される。

#### 【 0 0 5 1 】

また、スリーブ 8 の内周面には、シャフト 4 の自由端部側に、ロータ 6 の回転時にオイルに流体動圧を誘起する、回転方向に対して相反する方向に傾斜する一対のスパイラルグループ 2 4 a 1, 2 4 a 2 を連結して構成される略「く」の字状のヘリングボーングループ 2 4 a が形成されており、外筒部材 5 の外周面との間で下部ラジアル動圧軸受部 2 4 が構成される。

#### 【 0 0 5 2 】

尚、上部及び下部ラジアル動圧軸受部 2 2, 2 4 に形成されるヘリングボーングループ 2 2 a, 2 4 a は、各スパイラルグループ 2 2 a 1, 2 2 a 2, 2 4 a 1 及び 2 4 a 2 が実質的に同等のポンピング力を発生するように、軸線方向の寸法、回転方向に対する傾斜角あるいは溝幅や深さといった溝諸元が同一となるよう設定される、つまり、各スパイラルグループ 2 2 a 1, 2 2 a 2, 2 4 a 1 及び 2 4 a 2 が連結部に対して線対称になるよう設定されている。従って、上部及び下部ラジアル動圧軸受部 2 2, 2 4 では、軸受部の軸線方向中央部（各スパイラルグループ 2 2 a 1, 2 2 a 2, 2 4 a 1 及び 2 4 a 2 の連結部）において最大動圧が現れ、各スパイラルグループ 2 2 a 1, 2 2 a 2, 2 4 a 1 及び 2 4 a 2 によるポンピングが軸線方向いずれかの方向に対してアンバランスとなり、オイルに軸線方向の流動が発生することはない。

#### 【 0 0 5 3 】

このように、上部及び下部ラジアル軸受部 2 2, 2 4 のヘリングボーングループ 2 2 a, 2 4 a を軸線方向に対称な形状とすることで、薄型化によって限られた軸線方向寸法の中にあっても、上部及び下部ラジアル軸受部 2 2, 2 4 間の軸受スパンを比較的に大きく設定することが可能となるので、軸受剛性を高く維持することが可能になり、ロータ 6 の歳差運動等の振れ回りの発生を効果的に抑制することができる。

#### 【 0 0 5 4 】

更に、図 4 に図示するとおり、スリーブ 8 の上端面には、ロータ 6 の回転時にオイルに対して半径方向内方（シャフト 4 側）に向かう圧力を誘起するポンプインのスパイラルグループ 2 6 a が形成されており、ロータハブ 2 の上壁部 2 a の下面との間でスラスト軸受部 2 6 が構成される。

#### 【 0 0 5 5 】

また、シャフト 4 の自由端部側端面とシールキャップ 1 0 の内面との間には、後に詳述するとおり、スラスト軸受部 2 6 のスパイラルグループ 2 6 a によって高められたオイルの内圧を利用する、静圧軸受部 2 8 が構成される。

#### 【 0 0 5 6 】

### （ 3 ） 軸支持方法

上記のとおり構成された各軸受部による軸支持方法について図 5 を参照して詳述する。尚、図 5 は、スリーブ 8 の上端面とロータハブ 2 の上壁部 2 a の下面との間、ロータハブ 2 の上壁部 2 a に続く外筒部材 5 の外周面とスリーブ 8 の内周面との間及びこれに連続する外筒部材 5 並びにシャフト 4 の端面とシールキャップ 1 0 の内面との間に形成された微小間隙中に保持されるオイルの圧力分布の相対的な関係を、各軸受部毎に展開して模式的に示した圧力分布図であるが、スピンドルモータの圧力分布は軸対称となるため、図 5 において一点鎖線で示す回転軸心に対して、スピンドルモータの縦断面で反対側となる領域の圧力分布は省略している。また、図 5 において示す番号は、図 2 において各軸受部に対して付す番号と同一である。

#### 【 0 0 5 7 】

上部及び下部ラジアル動圧軸受 2 2 , 2 4 では、ロータ 6 の回転にともない、ヘリングボーングループ 2 2 a , 2 4 a によるポンピング力が高まり、流体動圧が生じる。上部及び下部ラジアル動圧軸受部 2 2 , 2 4 における圧力分布は、図 5 に示すように、ヘリングボーングループ 2 2 a , 2 4 a の両端側から急激に高まり、各スパイラルグループの連結部において極大となる。この上部及び下部ラジアル動圧軸受部 2 2 , 2 4 で発生する流体動圧を用いて、ロータ 6 が外筒部材 5 の軸線方向上下部から軸支持され、ロータ 6 の調芯作用及び倒れに対する復元作用を担っている。

## 【 0 0 5 8 】

スラスト軸受部 2 6 では、ロータ 6 の回転にともない、ポンプインのスパイラルグループ 2 6 a によって、オイルに半径方向内方に向かう圧力が誘起される。この半径方向内方に向かう圧力によって、オイルの流動が促されて、オイルの内圧が高められ、ロータ 6 の浮上方向に作用する流体動圧が発生する。尚、スラスト軸受部 2 6 で誘起される流体動圧は、図 5 に示すように、上部及び下部ラジアル動圧軸受部 2 2, 2 4 のように急激に高まることはなく、最大でも大気圧を幾分上回る程度である。

## 【 0 0 5 9 】

スラスト軸受部 2 6 で発生する圧力によって、ロータハブ 2 の上壁部 2 a に続く外筒部材 5 の外周面とスリーブ 8 の内周面との間及びこれに連続する外筒部材 5 並びにシャフト 4 の端面とシールキャップ 1 0 の内面との間に保持されているオイルは、圧力的に実質上密封された状態となり、また、上部及び下部ラジアル動圧軸受部 2 2, 2 4 に形成されるヘリングボーングループ 2 2 a, 2 4 a を軸線方向に対称な形状とし、発生する動圧を軸線方向にバランスした状態とすることで、上述のとおりオイルに軸線方向の流動が誘起されることがない。これにより、外筒部材 5 の外周面とスリーブ 8 の内周面との間及びこれに連続する外筒部材 5 並びにシャフト 4 の端面とシールキャップ 1 0 の内面との間に保持されるオイルの内圧は、スラスト軸受部に保持されるオイルの内圧とバランスする。従って、図 5 において示すとおり、いずれの領域においてもスラスト軸受部 2 6 に保持されるオイルの内圧と同等となり、これら微小間隙中に保持されるオイルにおいて内圧が大気圧以下となる負圧が発生することはない。よって、負圧に起因する気泡の問題が解消される。

## 【 0 0 6 0 】

上記のとおり、スラスト軸受部 2 6 で発生する圧力は、大気圧を幾分上回る程度であり、これのみでロータ 6 を十分に浮上させるのは困難である。しかしながら、上述のとおり外筒部材 5 並びにシャフト 4 の端面とシールキャップ 1 0 の内面との間に構成される静圧軸受部 2 8 に保持されたオイルの内圧も、スラスト軸受部 2 6 で誘起される流体動圧によって高められたオイルの内圧と同等の圧力と



なるので、スラスト軸受部 26 と静圧軸受部 28 との協働によって、ロータ 6 を十分に浮上させることが可能となる。

#### 【0061】

尚、図 2 において図示されるように、ブラケット 12 のロータマグネット 16 との対向位置に強磁性材からなる環状のスラストヨーク 30 を配置し、ロータマグネット 16 とスラストヨーク 30 との間で軸線方向の磁気吸引力を発生させることで、スラスト軸受部 26 及び静圧軸受部 28 で発生するロータ 6 の浮上圧とバランスさせて、ロータ 6 のスラスト方向の支持を安定させ、ロータ 6 が必要以上に浮上する過浮上の発生を抑制している。このようなロータ 6 に対する磁気的な付勢は、例えば、ステータ 14 とロータマグネット 16 との磁気的中心を軸線方向に相違させることによっても作用させることが可能である。

#### 【0062】

##### (5) 連通孔の構成及び作用

図 6 は、シャフト 4 を拡大して示す正面図である。図 6 に図示するように、シャフト 4 の外周面には、その軸線方向上端部から下端部に至る螺旋溝 4a（一部を破線で示す）が一条設けられている。

#### 【0063】

この螺旋溝 4a は、断面形状が略矩形状あるいは三角形状又は半円状となるよう切削加工により形成されている。尚、螺旋溝 4a の切削加工は、シャフト 4 外周面の加工を行う際に一度のチャッキングにて行うことが可能である。

#### 【0064】

この螺旋溝 4a によって、シャフト 4 の外周面に外筒部材 5 が装着されると、外筒部材 5 の内周面との間に、外筒部材 5 の内周面の軸線方向上端部から下端部、すなわちスラスト軸受部 26 と静圧軸受部 28 に形成される微小間隙間を連続する螺旋状の連通孔 7 が規定される。連通孔 7 内には、これらスラスト軸受部 26 並びに静圧軸受部 28 に保持されるオイルに連続してオイルが保持されており、また、連通孔 7 内に保持されるオイルの内圧は、スラスト軸受部 26 におけるオイルの内圧とほぼ同等の圧力である。

#### 【0065】

スリーブ 8 の内周面又は外筒部材 5 の外周面の最大の加工公差が組み合わされることによって、あるいはシャフト 4 に設けられた雌ネジ孔 4 b (図 2 を参照) に雄ネジが締結される際に生じる締結応力の影響で、スリーブ 8 の内周面と外筒部材 5 の外周面との間に形成される微小間隙が、その軸線方向上端部側と下端部側とで隙間寸法に変化が生じた場合、オイルに対して異常な流動が誘起されることとなる。その結果、スリーブ 8 の内周面と外筒部材 5 の外周面との間に形成される微小間隙の軸線方向上端部側と下端部側、すなわちスラスト軸受部 2 6 と静圧軸受部 2 8 との間で、オイルの内圧に差異が生じることとなる。このオイルの内圧の差を放置しておくと、オイルが軸線方向下端部側から上端部側へ流動する場合は、静圧軸受部 2 8 で負圧が発生し、また、オイルが軸線方向上端部側から下端部側へと流動する場合は、静圧軸受部 2 8 でオイルの内圧が必要以上に高まり、ロータ 6 の過浮上が発生する。

#### 【0066】

これに対し、スラスト軸受部 2 6 と静圧軸受部 2 8 に形成される微小間隙間を連続し、これらスラスト軸受部 2 6 並びに静圧軸受部 2 8 に保持されるオイルに連続してオイルが保持される連通孔 7 を設けることで、上記オイルに軸線方向の流動が誘起され、スリーブ 8 の内周面と外筒部材 5 の外周面との間に形成される微小間隙の軸線方向上端部側と下端部側とでオイルの内圧に差異が生じてても、連通孔 7 を通じて、内圧の高い側から低い側へのオイルの流動が生じるため、各軸受部に保持されるオイルの内圧がバランスし、負圧や過浮上の発生が防止される。

#### 【0067】

##### (5) 変形例

上記図 2 乃至図 6 に図示される実施形態のスピンダルモータにおけるラジアル軸受部 2 2, 2 4 に形成されるヘリングボングループ 2 2 a, 2 4 a の変形例を図 7 (a) 乃至 (d) に示す。尚、図 7 は、スリーブ 8 の断面図である。

#### 【0068】

##### (5) - 1. 変形例 1

図 7 (a) に図示する変形例では、上部ラジアル軸受部 2 2' に形成されるヘ

リングボーングループ 22a' が軸線方向に非対称な形状を有しており、下部ラジアル軸受部 24 に形成されるヘリングボーングループ 24a は図 2 及び図 3 に図示する実施形態の場合と同様に、軸線方向に対称な形状を有している。

#### 【0069】

より具体的には、上部ラジアル軸受部 22' に形成されるヘリングボーングループ 22a' は、スリーブ 8 の上方側（スラスト軸受部 26）に位置するスパイラルグループ 22a' 1 が、下部ラジアル軸受部 24 側に位置するスパイラルグループ 22a' 2 よりも軸線方向寸法が長くなるよう設定されており、このため一対のスパイラルグループ 22a' 1 と 22a' 2 との接続部は、上部ラジアル軸受部 22' の中心部よりも下側、すなわち下部ラジアル軸受部 24 側に偏倚して位置している。このため、ロータ 6 の回転時スパイラルグループ 22a' 1 によるオイルに対するポンピングが、スパイラルグループ 22a' 2 によるポンピングを上回り、上部ラジアル軸受部 22' としては、オイルに対してスリーブ 8 の下方側（下部ラジアル軸受部 24 側）へ向かう流動を誘起する。

#### 【0070】

このように、上部ラジアル軸受部 22' のヘリングボーングループ 22a' を軸線方向にアンバランスな形状とすることで、上部ラジアル軸受部 22' と下部ラジアル軸受部 24 との間の領域の圧力が大気圧以上の正圧に保たれ、負圧の発生が防止される。また、ヘリングボーングループ 22a' の発生する押圧力によって、オイルは常にスリーブ 8 の下方側へと流動し、そして、スリーブ 8 の下方側へと流動したオイルは、連通路 7 を通じてスリーブ 8 の下方側から上方側へと環流し、再度上部ラジアル軸受部 22' によってスリーブ 8 の下方側へと押し込まれることとなり、一定のオイル循環路が形成される。

#### 【0071】

このように、ヘリングボーングループ 22' によって軸受間隙内に常時所定方向にオイルを流動させておくことで、軸受間隙内の各領域に保持されるオイルの圧力バランスの安定がはかられ、負圧の発生やロータ 6 の過浮上の発生が確実に防止されることとなる。また、加工公差や組立時の応力変形が生じた場合でも一定方向へのオイルの循環が確保され、加工や組立に起因する不具合に対する許容

範囲が格段に拡大するので歩留まりが改善される。

#### 【 0 0 7 2 】

##### ( 5 ) - 2 . 変形例 2

また、図 7 ( b ) に図示するとおり、上部ラジアル軸受部 2 2 ' だけでなく下部ラジアル軸受部 2 4 ' に形成されるヘリングボーングループ 2 4 a ' も、これを構成するスパイラルグループ 2 4 a ' 1 , 2 4 a ' 2 のうち、上部ラジアル軸受部 2 2 ' 側に位置するスパイラルグループ 2 4 a ' 1 をスリーブ 8 の下方側に位置するスパイラルグループ 2 4 a ' 2 よりも軸線方向寸法が長くなるよう設定し、その接続部がスリーブ 8 の下方側に偏倚して位置するよう構成した軸線方向に非対称な形状とすることも可能である。

#### 【 0 0 7 3 】

このように上部ラジアル軸受部 2 2 ' だけでなく下部ラジアル軸受部 2 4 ' もオイルに対してスリーブ 8 の下方側へ向かう流動を誘起するよう構成することで、図 2 における静圧軸受部 2 8 の圧力がより高くなり、ロータ 6 の浮上力が強化される。よって、より高負荷の荷重を支持することができるようになるため、複数枚のディスク板を回転駆動する場合にも用いることが可能になる。またオイルに対してより積極的な循環が促され、負圧やロータ 6 の過浮上の発生が効果的に防止される。

#### 【 0 0 7 4 】

##### ( 5 ) - 3 . 変形例 3

図 7 ( c ) に図示され変形例 3 は、上部ラジアル軸受部 2 2 ' に形成されるヘリングボーングループ 2 2 a ' は上記変形例 1 及び変形例 2 の場合と同様に、オイルに対して下部ラジアル軸受部側への流動が発生するよう、スラスト軸受部 2 6 側に位置するスパイラルグループ 2 2 a ' 1 が下部ラジアル軸受部側に位置するスパイラルグループ 2 2 a ' 2 よりも軸線方向寸法が長くなるよう設定されているが、下部ラジアル軸受部 2 4 " に形成されるヘリングボーングループ 2 4 a " は、上部ラジアル軸受部 2 2 ' 側に位置するスパイラルグループ 2 4 a " 1 よりもスリーブ 8 の下方側に位置するスパイラルグループ 2 4 a " 2 の方が軸線方向寸法が若干長くなるよう形成されている。

## 【0075】

従って、下部ラジアル軸受部 24'' 側から上部ラジアル軸受部 22' 側へと向かうオイルの流動が促され、上部ラジアル軸受部 22' と下部ラジアル軸受部 24'' との間の領域での負圧の発生が防止される。尚、下部ラジアル軸受部 24'' のヘリングボーングループ 24a'' におけるスパイラルグループ 24a'' 1 と 24a'' 2 との寸法差は、上部ラジアル軸受部 22' のヘリングボーングループ 22' のヘリングボーングループ 22a' のそれよりも小さく、このため上部ラジアル軸受部 22' で発生した下部ラジアル軸受部 24'' 側に向かうオイルの流動が、下部ラジアル軸受部 24'' で発生する上部ラジアル軸受部 22' 側に向かうオイルの流動によって阻止されることはない。

## 【0076】

## (5) - 4. 変形例 4

更に、図 7 (d) に図示されるように、上部ラジアル軸受部におけるヘリングボーングループは図 2 及び図 3 に図示する実施形態と同様に軸線方向に対称な形状のヘリングボーングループ 22a とし、下部ラジアル軸受部におけるヘリングボーングループを図 7 (b) に図示する変形例 2 と同様に、スリーブ 8 の下方側に偏倚した非対称形状のヘリングボーングループ 24a' とすることも可能である。この場合、下部ラジアル軸受部 24' におけるスパイラルグループ 24a' 1 と 24a' 2 との寸法差は、上部ラジアル軸受部側のヘリングボーングループを非対称形状とした場合よりも小さいため、スリーブ 8 の下方側に向かうオイルの流動を発生し、加工公差や組立時の応力変形に対する許容量を拡大しつつ、上下ラジアル軸受部 22, 24' 間の軸受スパンを比較的に大きく確保することができ、軸受剛性を高くすることが可能である。

## 【0077】

尚、図 7 (a) 乃至 (d) に図示されるように、ラジアル軸受部側からスリーブ 8 の下方側へと向かう流動をオイルに対して誘起することで静圧軸受部 28 に保持されるオイルの内圧は、スラスト軸受部 26 において誘起される流動圧力とラジアル軸受部側からのオイルの流動圧力との総和に均衡することとなる。このため、負荷容量が増し安定した支持が可能になる。

**【 0 0 7 8 】****( 6 ) ディスク駆動装置の構成**

図 8 に、一般的なディスク駆動装置 5 0 の内部構成を模式図として示す。ハウジング 5 1 の内部は塵・埃等が極度に少ないクリーンな空間を形成しており、その内部に情報を記憶する円板状のディスク板 5 3 が装着されたスピンドルモータ 5 2 が設置されている。加えてハウジング 5 1 の内部には、ディスク板 5 3 に対して情報を読み書きするヘッド移動機構 5 7 が配置され、このヘッド移動機構 5 7 は、ディスク板 5 3 上の情報を読み書きするヘッド 5 6、このヘッドを支えるアーム 5 5 及びヘッド 5 6 及びアーム 5 5 をディスク板 5 3 上の所要の位置に移動させるアクチュエータ部 5 4 により構成される。

**【 0 0 7 9 】**

このようなディスク駆動装置 5 0 のスピンドルモータ 5 2 として図 2 乃至図 7 において図示されるスピンドルモータを使用することで、所望の回転精度を得つつもディスク駆動装置 5 0 の薄型化並びに低コスト化が可能になる。

**【 0 0 8 0 】**

以上、本発明に従うスピンドルモータ並びにディスク駆動装置の一実施形態について説明したが、本発明はかかる実施形態に限定されるものではなく、本発明の範囲を逸脱することなく種々の変形乃至修正が可能である。

**【 0 0 8 1 】**

例えば、スラスト軸受部に設けられる、オイルに対して半径方向内方に作用する圧力を発生する手段としては、上記実施形態において説明したポンプインタイプのスパイラルグループ 2 6 a に換えて、半径方向にアンバランスな形状を有するヘリングボーングループとすることも可能である。

**【 0 0 8 2 】**

スラスト軸受部に半径方向にアンバランスな形状のヘリングボーングループを設けた場合、ヘリングボーングループを構成する一対のスパイラルグループのうち、半径方向外方側に位置するスパイラルグループを半径方向内方側に位置するスパイラルグループよりも発生するポンピング力が大となるよう、半径方向の寸法、回転方向に対する傾斜角あるいは溝幅や深さといった溝諸元が設定される。

この半径方向外方側に位置するスパイラルグループのポンピング力と半径方向内方側に位置するスパイラルグループのポンピング力とのアンバランス量がオイルに対して付与される半径方向内方に作用する圧力となり、上記ポンプインタイプのスパイラルグループの場合と同様に、スラスト軸受部に保持されるオイルの内圧が高められる。

#### 【0083】

尚、スラスト軸受部に上記ヘリングボーングループを設けた場合、ロータに対して付与する浮上力がスパイラルグループで発生する浮上力よりも高くなるので、スラスト軸受部による荷重支持力が向上する反面、静圧軸受部で発生する浮上力と相俟って、ロータの過浮上が発生する懸念がある。従って、ロータに対して付与する磁気的な付勢力によって、これを制御する必要がある。

#### 【0084】

また、上記実施形態の説明では、ロータマグネット16の半径方向外方側にステータ14が配置される、いわゆるインナロータタイプのスピンドルモータを例にあげて説明したが、ロータマグネット16がステータ14の半径方向外方側に配置される、いわゆるアウトロータタイプのスピンドルモータにも本発明が適用できることは勿論である。

#### 【0085】

##### 【発明の効果】

本発明の請求項1のスピンドルモータでは、フルフィル構造の動圧軸受において負圧や過浮上の問題が解消され、簡略な構成で安定した軸支持が可能になる。

#### 【0086】

本発明の請求項2のスピンドルモータでは、負圧や過浮上の発生を防止するための連通孔を容易に形成することが可能になる。

#### 【0087】

本発明の請求項3に記載のスピンドルモータでは、一对のラジアル軸受部間の軸受スパンを比較的に大きく確保することができ、軸受剛性を高く維持することが可能になる。

#### 【0088】

本発明の請求項 4 に記載のスピンドルモータでは、軸受内のオイルに強制的な循環を促すことで加工公差や組立時の応力変形に対する許容量が拡大され歩留まりが改善されると共に、オイルの挙動をより安定化することが可能になる。

#### 【 0 0 8 9 】

本発明の請求項 5 に記載のスピンドルモータでは、より高い負荷を支持することが可能になると共に、負圧やロータの過浮上の発生を効果的に防止することが可能になる。

#### 【 0 0 9 0 】

本発明の請求項 6 に記載のスピンドルモータでは、オイルに対して強制的な循環を促して歩留まりの改善やオイルの挙動を安定化させつつ、一对のラジアル軸受部間の領域での負圧の発生を防止することが可能になる。

#### 【 0 0 9 1 】

本発明の請求項 7 に記載のスピンドルモータでは、加工公差や組立時の応力変形に対する許容量を拡大しつつ、一对のラジアル軸受部間の軸受スパンを比較的に大きく確保することができ、軸受剛性を高くすることが可能になる。

#### 【 0 0 9 2 】

本発明の請求項 8 のスピンドルモータでは、薄型のモータであっても十分なシール機能を維持することが可能になる。

#### 【 0 0 9 3 】

本発明の請求項 9 のスピンドルモータでは、モータの薄型化が更に促進されと共に、オイルミストによる軸受外部へのオイルの流出がより効果的に防止することが可能になる。

#### 【 0 0 9 4 】

本発明の請求項 1 0 のスピンドルモータでは、軸受部での損失を増大させることなく、軸線方向の軸支持を安定して行うことが可能になる。

#### 【 0 0 9 5 】

本発明の請求項 1 1 のディスク駆動装置では、所望の回転精度を得つつも、ディスク駆動装置の小型・薄型化並びに低コスト化が可能になる。

#### 【図面の簡単な説明】



**【図 1】**

従来のスピンドルモータの概略構成を示す断面図である。

**【図 2】**

本発明にかかるスピンドルモータの概略構成を示す断面図である。

**【図 3】**

図 2 に図示されるスピンドルモータにおいてラジアル軸受部に形成されるヘリングボーングループの形状を示す部分拡大断面図である。

**【図 4】**

図 2 に図示されるスピンドルモータにおいてスラスト軸受部に形成されるスパイラルグループの形状を示す平面図である。

**【図 5】**

オイルの圧力分布を模式的に示した圧力分布図である。

**【図 6】**

図 2 に示すスピンドルモータのシャフト部分を拡大して示す正面図である。

**【図 7】**

図 3 に図示されるラジアル軸受部におけるヘリングボーングループの変形例を示す部分拡大断面図である。

**【図 8】**

ディスク駆動装置の内部構成を模式的に示す断面図である。

**【符号の説明】**

2 a 上壁部（天板）

2 b 周壁部（円筒壁）

4 シャフト

5 外筒部材

6 ロータ

7 連通孔

8 スリーブ

2 2 , 2 2 ' , 2 4 , 2 4 ' , 2 4 " ラジアル動圧軸受部

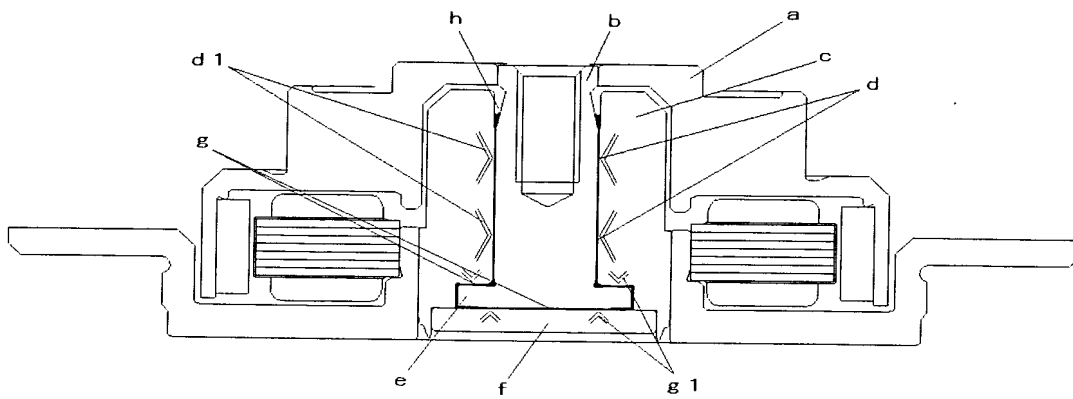
2 2 a , 2 2 a ' , 2 4 a , 2 4 a ' , 2 4 a " ヘリングボーングループ

2 6 スラスト軸受部

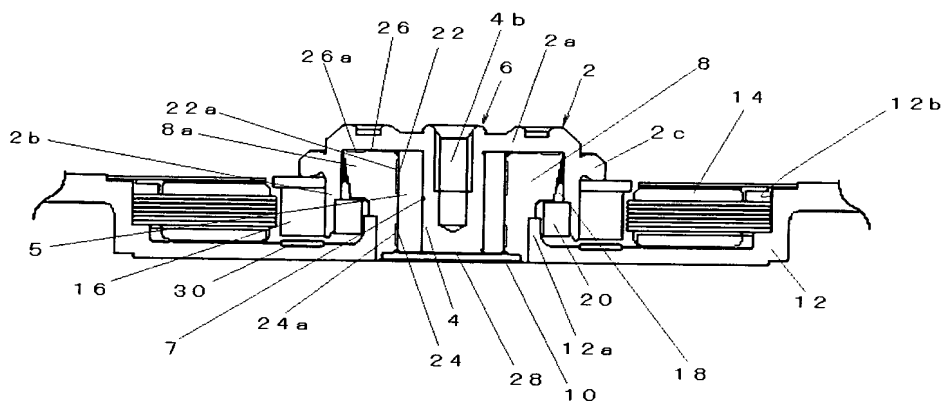
2 8 静圧軸受部

【書類名】 図面

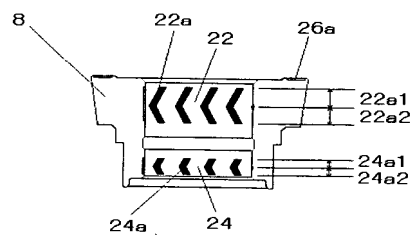
【図 1】



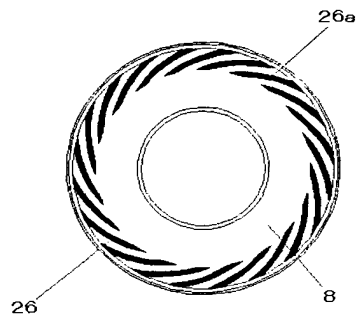
【図 2】



【図 3】

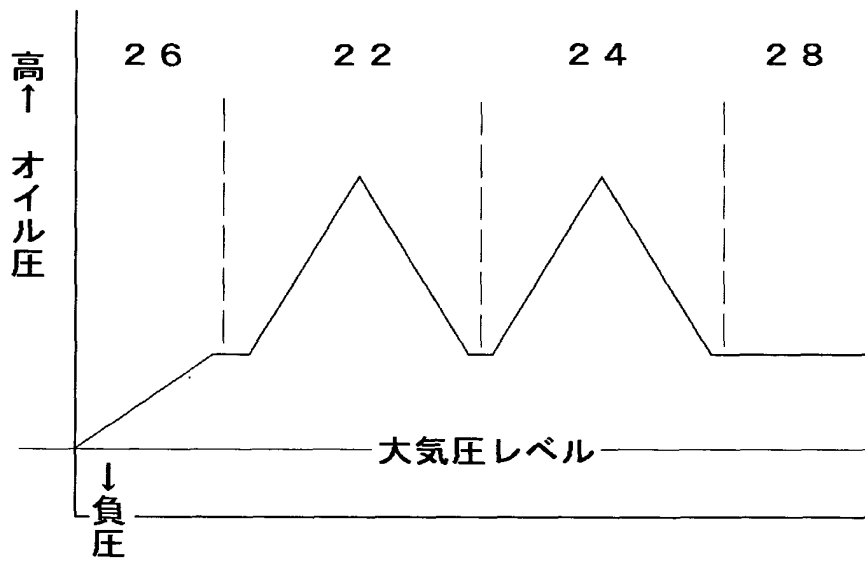


【図 4】

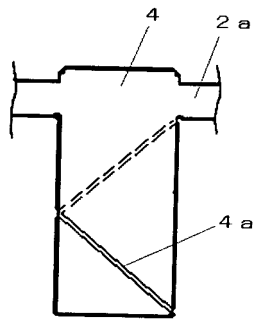


【図 5】

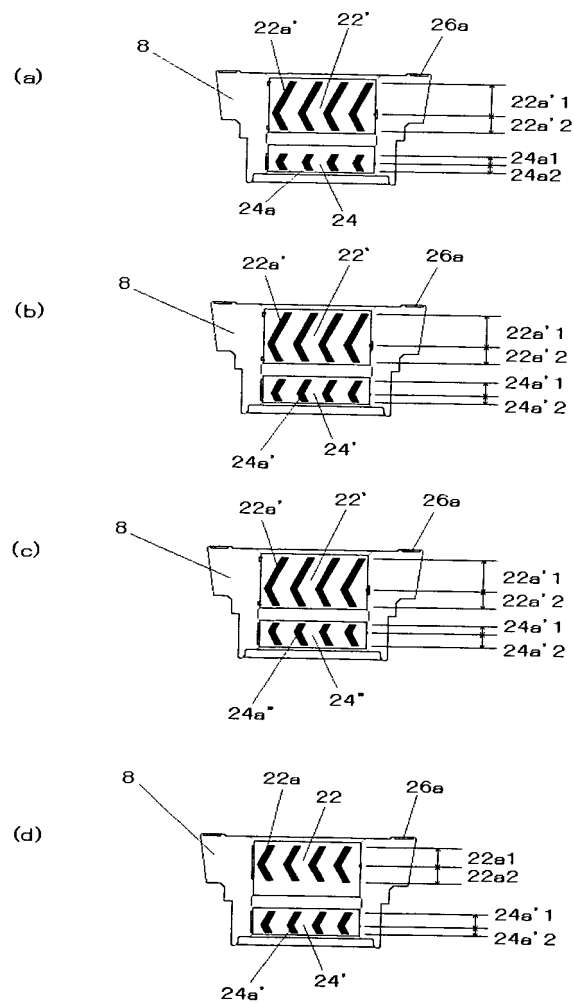
# 圧力分布図



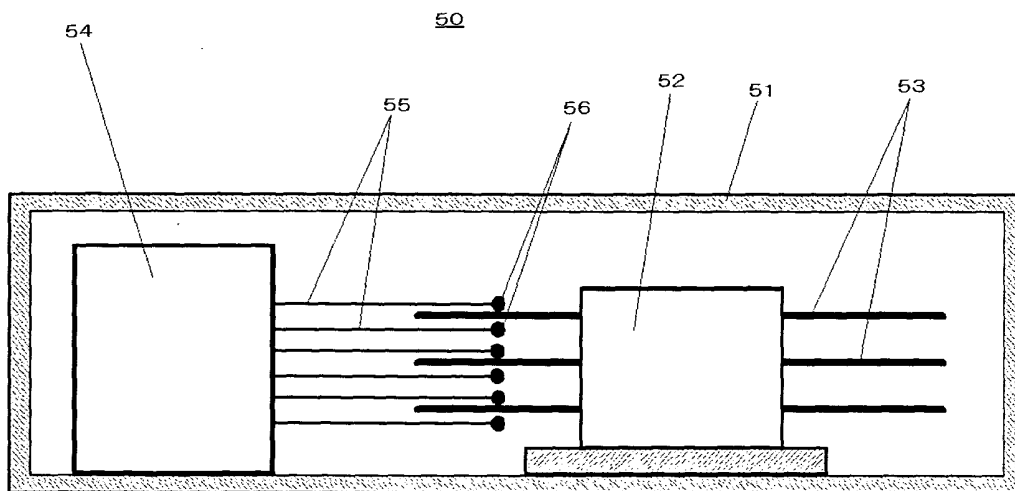
【図 6】



【図 7】



【図 8】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 負圧又はロータの過浮上の発生を防止し、低コスト化が可能なスピンドルモータ及びこのスピンドルモータを用いたディスク駆動装置を提供する。

【解決手段】 スリーブの内周面及びシャフトに装着された外筒部材の外周面によってヘリングボーングループが設けられたラジアル動圧軸受部が構成され、スリーブの上端面及び天板の底面によってロータの回転時にオイルに対して半径方向内方に向かう圧力を付与する動圧発生溝が設けられたスラスト軸受部が構成されると共に、閉塞部材の内面とシャフトの端面との間には、ラジアル軸受部及び／又はスラスト軸受部で発生する動圧と実質上均衡する圧力を有する軸受部が形成される。シャフトの外周面と外筒部材の内周面との間には、オイルを流通可能に連通する連通孔が形成されている。

【選択図】 図 2

認定・付加情報

特許出願の番号	特願 2 0 0 2 - 2 5 1 2 5 6
受付番号	5 0 2 0 1 2 8 9 2 3 8
書類名	特許願
担当官	第三担当上席 0 0 9 2
作成日	平成 1 4 年 9 月 3 日

<認定情報・付加情報>

【提出日】	平成14年 8月29日
-------	-------------

次頁無



特願 2 0 0 2 - 2 5 1 2 5 6

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[ 0 0 0 2 3 2 3 0 2 ]

1 . 変更年月日

1 9 9 3 年 1 0 月 1 5 日

[変更理由]

住所変更

住 所

京都市右京区西京極堤外町 1 0 番地

氏 名

日本電産株式会社

2 . 変更年月日

2 0 0 3 年 5 月 2 日

[変更理由]

住所変更

住 所

京都府京都市南区久世殿城町 3 3 8 番地

氏 名

日本電産株式会社